

⑫ 公開特許公報(A) 平2-186120

⑤ Int. Cl.³
F 16 C 23/08識別記号
庁内整理番号
8207-3 J

⑬ 公開 平成2年(1990)7月20日

審査請求 未請求 請求項の数 2 (全5頁)

⑭ 発明の名称 自動調心ころ軸受

⑰ 特 願 平1-4046

⑱ 出 願 平1(1989)1月11日

⑲ 発 明 者 高 田 浩 年 神奈川県横浜市栄区東上郷町49番20号
 ⑲ 発 明 者 鈴 木 進 神奈川県南足柄市塚原2818番地
 ⑲ 出 願 人 日本精工株式会社 東京都品川区大崎1丁目6番3号
 ⑲ 代 理 人 弁理士 森 哲 也 外3名

明 細 書

1. 発明の名称

自動調心ころ軸受

2. 特許請求の範囲

- (1) 内輪、外輪及びこれら両輪に嵌挿された転動体を有する自動調心ころ軸受において、

回転時のころのスキュー角が負で、その絶対値が1°を超えないように構成したことを特徴とする自動調心ころ軸受。

- (2) 内輪軌道面の輪郭半径 R_i 、その平均粗さ R_{Ai} 、
 外輪軌道面の輪郭半径 R_o 、その平均粗さ R_{Ao} 、
 ころ転動面の輪郭半径 R_c 、その平均粗さ R_{Ac} 、
 のとき

内輪軌道溝半径比 f_i を $f_i = R_o / (2 R_c)$ 、
 外輪軌道溝半径比 f_o を $f_o = R_i / (2 R_c)$ 、
 内輪合成表面粗さ R_{Ai} を

$$R_{Ai} = (R_{Ao}^2 + R_{Ac}^2)^{1/2}$$

外輪合成表面粗さ R_{Ao} を

$$R_{Ao} = (R_{Ai}^2 + R_{Ac}^2)^{1/2}$$

ころの転動面とチャンファ部分との接続部分のか

ど曲率半径を R_K 、ころの最大直径を D_w 、ころの長さを L_w 、外輪ところ間の弾性流体潤滑的油膜厚さを h_o 、外輪ところ間の油膜パラメータ Λ_o を

$$\Lambda_o = h_o / R_{Ao}$$

とし、

$$(SF) = (f_i - 0.5) / (f_o - 0.5)、$$

$$(SRA) = R_{Ai} / R_{Ao}、$$

$$(SRK) = 100 R_K / (D_w L_w)^{1/2}$$

とおくと、

$$\Phi \equiv (SF) / \{(SRA) \{(SRK) \Lambda_o\}^{1/2}\} \\ = 1.84 \sim 1.39$$

を満足するように所量の関係を定めたことを特徴とする請求項(1)記載の自動調心ころ軸受。

3. 発明の詳細な説明

〔産業上の利用分野〕

本発明は、長寿命で且つ発熱、摩擦トルクの少ない自動調心ころ軸受に関する。

〔従来の技術〕

従来の自動調心ころ軸受にあっては、内輪や外輪の軌道面と転動体である球面ころの転動面との接触状態やそれらの面の輪郭（母線）半径、ころの転動面とチャンファ部分との接続部分のかど曲率半径、上記各軌道面や転動面の表面粗さ等の内部諸元は、それぞれ目的に応じて適当な設計値を与えていた。例えば、特公昭55-31328号公報には、軸受の使用時における摩擦トルクや温度上昇を低減させるために、内輪と外輪との軌道面における溝の曲率半径と転動体曲率半径との曲率比を特定することが提示されている。すなわち、内輪と外輪との軌道面の溝曲率半径をそれぞれ R_{i1} 、 R_{i2} とし、ころの転動面の曲率半径を R_c としたとき、曲率比 R_{i1}/R_c 、 R_{i2}/R_c が下記の式(1)となることを要旨としている。

$$0.5 + 0.5 \{ (1 + \gamma) / (1 - \gamma) \}^{1/2} < \\ \{ 1 - (R_{i1}/R_c) \} / \{ 1 - (R_{i2}/R_c) \} < \\ 1.5 \{ (1 + \gamma) / (1 - \gamma) \}^{1/2} - 0.5 \dots\dots\dots (1)$$

ここに、 $\gamma = (D_w \cos \alpha) / d_m$ 、 D_w はころ直径、 d_m はころピッチ円直径、 α は接触角で

〔課題を解決するための手段〕

上記目的を達成するため、本発明は、内輪、外輪及びこれら両輪に嵌挿された転動体を有する自動調心ころ軸受において、

回転時のころのスキュー角が負で、その絶対値が 1° を超えないように構成したものである。

しかして、上記スキュー角を得るべく、所量の関係を以下の如くに定めることができる。

内輪軌道面の輪郭半径 R_{i1} 、その平均粗さ R_{Ai1} 、外輪軌道面の輪郭半径 R_{i2} 、その平均粗さ R_{Ai2} 、ころ転動面の輪郭半径 R_c 、その平均粗さ R_{Ac} のとき

内輪軌道溝半径比 f_i を $f_i = R_{i1} / (2 R_c)$ 、外輪軌道溝半径比 f_e を $f_e = R_{i2} / (2 R_c)$ 、内輪合成表面粗さ R_{Ai} を

$$R_{Ai} = (R_{Ai1}^2 + R_{Ai2}^2)^{1/2}、$$

外輪合成表面粗さ R_{Ae} を

$$R_{Ae} = (R_{Ai1}^2 + R_{Ai2}^2)^{1/2}、$$

ころの転動面とチャンファ部分との接続部分のかど曲率半径を R_k 、

ある。

〔発明が解決しようとする課題〕

しかしながら、軸受部品の内部諸元の一部の関係を上記のように特定した場合でも、軸受部品の軌道面や転動面の表面粗さの値によっては、ころの大きな傾斜転がり（スキュー）を避け得ず、軸受の摩擦トルクや温度上昇を低減することができるとは限らない。その結果、軸受の転がり疲れ寿命も低下する場合があった。

すなわち、換言すれば、軸受部品の内部諸元を総合的にみて軸受の性能向上に最適の設計を行うということは、従来なかった。

そこで本発明は、上記従来の問題点に着目してなされたものであり、その目的とするところは、軸受部品の内部諸元及びそれらの表面粗さを使用条件に応じて総合的に最適に選ぶことによってスキュー角を特定の範囲に抑制した自動調心ころ軸受を提供し、もってその軸受の摩擦トルクや温度上昇を低下させ、転がり疲れ寿命の増大をもたらすことにある。

ころの最大直径を D_w 、

ころの長さを L_w 、

外輪ところ間の弾性流体潤滑的油膜厚さを h_e 、

外輪ところ間の油膜パラメータ Λ_e を

$$\Lambda_e = h_e / R_{Ai2}$$

とし、

$$(SF) = (f_i - 0.5) / (f_e - 0.5)、$$

$$(SRA) = R_{Ai} / R_{Ae}、$$

$$(SRK) = 100 R_k / (D_w L_w)^{1/2}$$

とおくと、

$$\Phi \equiv (SF) / \{ (SRA) \{ (SRK) \Lambda_e \}^{1/2} \} \\ = 1.84 \sim 1.39$$

を満足する。

〔作用〕

回転時のころのスキュー角を小さな負の値に抑制すると、摩擦トルクや温度上昇が減少し、もって転がり疲れ寿命の延長が可能となる。

すなわち、上記関数 Φ の値が1.84を超えると、後述するようにスキュー角は正となり、内輪側での滑り運動が増大する。その結果、一般的に相対

疲れ強度が小さい内輪とところ間の転がり疲れ寿命が短縮され、ひいては軸受全体としての寿命も短縮される。

一方、上記関数 ϕ の値が1.39未満になると、スキュー角は負であるがその絶対値が 1° を超え、転動体荷重が顕著に急増する。その結果、摩擦力、発熱量が増大し、軸受寿命が短縮される。

〔実施例〕

以下、本発明の実施例を図とともに説明する。

第1図は、本発明の一実施例を示す複列自動調心ころ軸受の上半部の軸方向断面図である。図中、1は外輪、2は内輪、3は外輪1と内輪2との間に嵌挿された転動体としてのころである。いま、外輪1に外部荷重 F_a が、外輪1からころ3にころ接触力 Q_1 が、内輪2からころ3にころ接触力 Q_2 が働いており、外輪1は紙面から前方に向かって回転し、内輪2は反対に紙面から後方に向かって回転するものとする。ころ3は外輪1との接触により、矢符号 I の方向に自転しつつ紙面から前方へ公転する。このとき、ころ3と内外輪との

から受ける軸方向摩擦力 H_2 の向きは、上記正の場合の反対になる。

しかして、スキュー角(θ_s)が正のときは、内輪2との間のすべり運動が顕著となる。その結果、次に述べるように、外輪1より一般的に面圧が大きい内輪2の軌道面における転がり運動中の滑り運動が増大する。そのため、内輪2とところ3間の接触における転がり疲れ寿命が短縮される。

一般に転がり軸受の回転軸直角断面における軌道面断面形状が、外輪は凹形、内輪は凸形である。そのため、内輪とところ間の最大接触圧力 q_1 が外輪とところ間の最大接触圧力 q_2 より大きい。したがって内輪とところ間の転がり疲れ寿命は、外輪とところ間のそれより小さい。このことは、内輪とところ間の転がり疲れ寿命が短縮されると、軸受全体としての寿命も短縮することを意味する。

これに対して、スキュー角(θ_s)が負のときは、ころ3の大きいすべり運動は外輪1との間で行われて、比較的接触面圧の小さい外輪1の軌道面において滑り運動が増大するので、実質的に

接触面にはたらく滑り摩擦力の作用でころ3にスキューモーメントが加わる。このスキューモーメントは、外輪1とところ3間と内輪2とところ3間では方向が反対になる。正常な負荷状態において、外輪1とところ3間の滑り摩擦力によるスキューモーメントが、内輪2側におけるころ3との摩擦力によるスキューモーメントより優勢である場合は正のスキュー、反対に内輪2とところ3間の滑り摩擦力によるスキューモーメントの方が優勢の場合は負のスキューになる。

すなわち、自動調心ころ軸受にあっては、ころ3のスキュー運動を完全に避けることはできず、正または負のスキューを生じる。第2図は第1図のZ方向矢視で示す正のスキューであり、 H_1 は内輪2に対するころ3の公転方向を、 H_2 は滑りなしの場合のころ3の進行方向を示す。 H_3 は内輪2の軌道面がころ3から受ける軸方向摩擦力の向きを示している。

一方、第3図は負のスキューの場合を表したものであり、この場合は、内輪2の軌道面がころ3

軸受の寿命短縮に及ぼす影響は問題にならない。

よって、本発明のスキュー角 θ_s は、負の範囲に限定される。

ところで、ころ3が負のスキューを生じたときは、その摩擦力の作用方向の関係から、軸受内の転動体荷重が増大するため、短寿命となることが特公昭57-61933号公報に開示されている。すなわち、第3図に示すように、負のスキューの場合の内輪軌道面がころ3から受ける軸方向摩擦力 H_2 の方向は、内外輪軌道を軸方向に接近させ、転動体荷重を増加させる方向となる。

これに対し、正のスキューの場合の内輪軌道面がころ3から受ける軸方向摩擦力 H_2 の方向は、第2図に示すように、内外輪軌道を軸方向に遠ざけ、転動体荷重を減らす方向に作用する。

しかしながら、本発明者の研究の結果によれば、負のスキューであってもその絶対値が 1° を超えない範囲内であれば、転動体荷重の増大の程度は極めて軽微であることが判明した。

すなわち本発明者は、自動調心ころ軸受のころ

のスキュー量の増大を抑制し、温度上昇を減少させ、もって転がり疲れ寿命の延長をはかるために、軌道輪の軌道面及びころの転動面の表面粗さの他、軌道輪の溝半径比、ころのかど半径、軸受荷重などの諸量を種々に変化させた自動調心ころ軸受を試作して運転した。そして、そのときの軸受温度上昇ところのスキュー角とを実測して解析し、軸受部品の内部諸元の関係を総合的に表す関数 Φ を設定した。その値を $\Phi = 1.84 \sim 1.39$ の範囲にすることにより、ころの大きいスキュー運動は抑制されて小さい負のスキューに押さえられ、軸受の摩擦トルクや温度上昇を減少することができた。

上記関数 Φ は

$$\Phi = (SF) / \{ (SRA) \{ (SRK) \Lambda_e \}^{1/2} \} \quad \dots\dots\dots (1)$$

で表される。

ここに(SF)は内輪2と外輪1との接触長さの比に関係する量、(SRA)は外輪合成表面粗さに対する内輪合成表面粗さの比、(SRK)は

D_w はころの最大直径、

L_w はころの長さ、

h_e は外輪ところ間の弾性流体潤滑的油膜厚さ、また、

R_i は内輪軌道面の輪郭半径、

R_{Ai} は内輪軌道面の平均粗さ、

R_e は外輪軌道面の輪郭半径、

R_{Ae} は外輪軌道面の平均粗さ、

R_c はころ転動面の輪郭半径、

R_{Ac} はころ転動面の平均粗さ、

である。

上記の関数 Φ の値と、ころ3のスキュー角 θ_s との関係を実験で求めた結果を第4図に示す。図から、 Φ の値が1.84を超えると、ころのスキュー角 θ_s が正になることは明らかである。その場合は、先に述べたように面圧の大きい内輪側での滑り運動が増大し、その結果内輪2ところ3間の転がり疲れ寿命が短縮され、結局軸受全体の寿命が短縮することが確認された。

ころ3の転動面とチャンファ部分との接続部分のかど曲率半径のころ3の大きさ(長さ×径の積)に対する比率であり、それぞれ、

$$(SF) = (f_i - 0.5) / (f_e - 0.5),$$

$$(SRA) = R_{Ai} / R_{Ae},$$

$$(SRK) = 100 R_c / (D_w L_w)^{1/2}$$

で表される。

Λ_e は外輪1ところ3間の油膜パラメータで

$$\Lambda_e = h_e / R_{Ae} \text{ である。}$$

但し、

f_i は内輪軌道溝半径比で

$$f_i = R_i / (2 R_c),$$

f_e は外輪軌道溝半径比で

$$f_e = R_e / (2 R_c),$$

R_{Ai} は内輪合成表面粗さで

$$R_{Ai} = (R_{Ai}^2 + R_{Ac}^2)^{1/2},$$

R_{Ae} は外輪合成表面粗さで

$$R_{Ae} = (R_{Ae}^2 + R_{Ac}^2)^{1/2},$$

R_c はころの転動面とチャンファ部分との接続部分のかど曲率半径、

Φ の値が1.84以下になるとスキュー角 θ_s は負となり、その絶対値が次第に増加する(大きな負の値になる)。そして、 Φ の値が1.39のとき、ころのスキュー角 θ_s の下限値は -1° となり、 Φ がより小さくなるとスキュー角 θ_s の絶対値は急激に増大している。このようにスキュー角 θ_s の絶対値が大きくなる程、転動体荷重が増大し、その結果摩擦力や発熱量が増加し、軸受寿命が短縮されることとなる。

例えば第5図は、 Φ の値と基準化軸受温度上昇値 $\Delta T / (P_e / C_e)$ との関係を求めたものである。ここに、 ΔT は温度上昇値、 P_e は軸受荷重、 C_e は基本動定格荷重(内輪を回転させてブレーキングが生じる迄の回転数が100万回転になるような荷重)である。

図から、上記(1)式で表される Φ の値の範囲に対しては、基準化軸受温度上昇値の値は小さいが、 Φ の値が1.39を下回ると、温度上昇値が急増していることが明らかである。

(発明の効果)

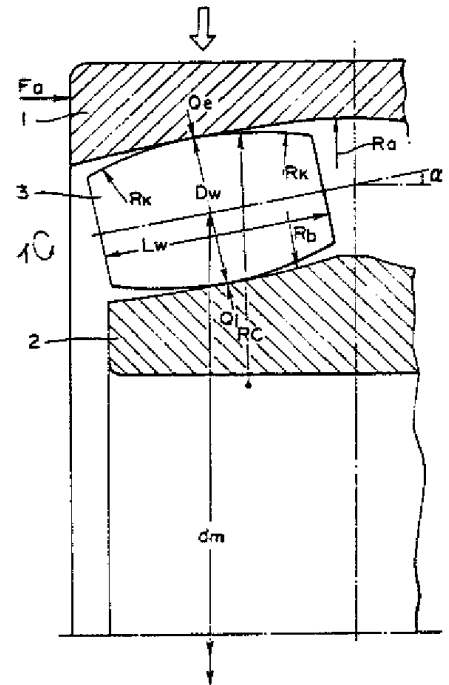
本発明の自動調心ころ軸受は以上説明したように、回転時のころのスキュー角が負で、その絶対値が 1° を超えないように構成した。そのため、スキューに起因する軸受内転動体荷重の増大は無視し得る程度に僅少であり、一方、相対疲れ強度のより小さい内輪ところ間での真の転がり接触に近い運動が実現されて、その結果転がり疲れ寿命の短縮を防止すると共に軸受の発熱も低減できるという効果が得られる。

4. 図面の簡単な説明

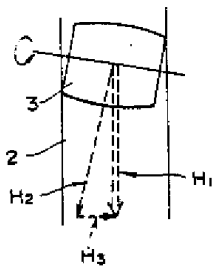
第1図は本発明の一実施例の要部の軸方向断面図、第2図、第3図はスキューの正負を説明する平面図、第4図は本発明の関数 ϕ ところのスキュー角との関係を表すグラフ、第5図は本発明の関数 ϕ と基準化軸受温度上昇値との関係を表すグラフである。

1は外輪、2は内輪、3はころ。

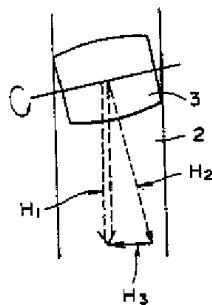
第1図



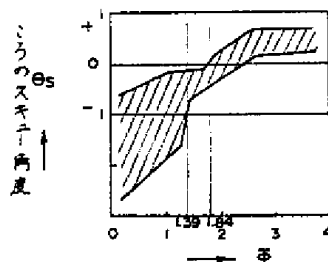
第2図



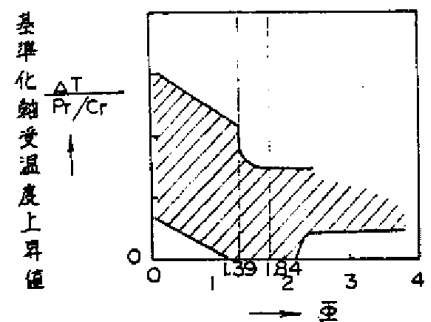
第3図



第4図



第5図



PAT-NO: JP402186120A
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 02186120 A
TITLE: AUTOMATIC ALIGNING ROLLER
BEARING
PUBN-DATE: July 20, 1990

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
TAKADA, HIROTOSHI	
SUZUKI, SUSUMU	

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
NIPPON SEIKO KK	N/A

APPL-NO: JP01004046
APPL-DATE: January 11, 1989

INT-CL (IPC): F16C023/08

US-CL-CURRENT: 384/450 , 384/558

ABSTRACT:

PURPOSE: To prevent shortening of rolling fatigue lifetime and also reduce heating of the title bearing by forming the bearing in such a way that the skew angle at the time of rolling is negative and the absolute value does not exceed 1 °.

CONSTITUTION: For respective elements in an automatic aligning

rolling bearing comprising an outer race 1, inner race 2 and rollers 3, such as each raceway of inner/outer races, each profile radius in a rolling surface, average roughness and the radius ratio between inner/outer raceway grooves, the relationship among them is determined within the range of 1.84-1.39, which causes the skew angle at the time of rolling to be negative and not more than 1° at the absolute value. As a result, it is possible to prevent shortening of rolling fatigue lifetime and reduce heating of the bearing.

COPYRIGHT: (C)1990,JPO&Japio